

MODELO TERMO HIDRÁULICO SOLAR PARA COLECTORES SOLARES DE CONVECCIÓN NATURAL

L. E. Juanicó^{1,2}, N. Di Lalla^{1,3}

¹ Consejo Nacional de Investigaciones Científicas y Técnicas (CONICET)

² Departamento de Combustibles Nucleares, Centro Atómico Bariloche

³ Departamento de Materiales, Centro Atómico Constituyentes.

juanico@cab.cnea.gov.ar

Recibido 11/08/16, aceptado 09/10/16

RESUMEN: Se presenta el desarrollo de un modelo termo-hidráulico solar (MTHS) para el diseño y simulación numérica de colectores solares térmicos. El MTHS es una poderosa herramienta que permite simular el comportamiento de un colector en diferentes patrones para cualquier día del año, en cualquier latitud del país, permitiendo maximizar el rendimiento en cada caso particular. El modelo tiene en cuenta en sus ecuaciones los parámetros característicos de un colector: la eficiencia óptica y el coeficiente de pérdida global de calor, ambos definen la eficiencia del mismo. Además contempla sus parámetros geométricos constructivos, como ser longitud y diámetro del absorbedor (valores que determinan la pérdida de carga hidrodinámica del sistema), y área de colección; además de las variables de ubicación como el ángulo de elevación acimutal del absorbedor, y la altura o desnivel del tanque (valor del cual depende fuertemente la fuerza boyante que origina la convección natural en el colector).

Palabras clave: Modelo termohidráulico, Colectores Solares. Simulación de Colectores.

INTRODUCCIÓN

La demanda energética de agua caliente sanitaria representa sólo el 15% de la demanda total de energía de los hogares en los países desarrollados de clima frío, pero aumenta hasta un 40% en los países en desarrollo con clima templado, y aumenta más aún en los países tropicales más pobres; y lo que es contradictorio es que mientras que los colectores solares tienen un gran mercado en los países desarrollados este es mínimo en los países en desarrollo. Esta discrepancia tiene una correlación con respecto a la evolución tecnológica de los colectores solares.

Los modernos colectores solares basados en tubos de vacío son adecuados para lugares fríos de altas latitudes ya que minimizan las pérdidas de calor. Hoy en día más del 80% del mercado en todo el mundo es suministrada por los colectores de manufactura china, con precios finales de 500 USD en los países desarrollados, que se sabe que cuentan con grandes mercados solares. Por otro lado, el escenario es muy diferente en los países en desarrollo, donde los precios finales que pagan los usuarios en general son de triple, debido a la baja escala del mercado solar y a los costos de instalación, sobre todo esto ocurre en países grandes con baja densidad de población. Además, existen otras preocupaciones sociales que desalientan el uso de colectores solares comerciales, tales como la falta de regulaciones, falta de técnicos expertos que garantizan la instalación y el rendimiento del colector, y los riesgos de destrucción por el granizo o vandalismo. Entonces vemos que hay grandes barreras para el desarrollo de los mercados de energía solar en los países en desarrollo, estos problemas no fueron resueltos por la tecnología de tubos de vacío.

Por otro lado la demanda de agua caliente sanitaria (hasta 45 °C) en los países templados y tropicales es un interesante nicho de mercado para colectores de bajo costo (Juanicó and Di Lalla, 2013; 2014 a; 2014b; 2016). En estos casos los bajos saltos térmicos involucrados permiten construir colectores mucho más baratos a partir de materiales plásticos de bajo costo, universalmente disponibles, tales como mangueras de PEBD, y así evitar soluciones complejas como las pinturas selectivas y tubos de vacío. Estos materiales plásticos están asociados a tecnologías de elaboración simples que permiten la autoconstrucción.

Pero si bien a primera vista los materiales plásticos son una excelente opción por economía y durabilidad, el problema se presenta cuando se intenta diseñar un sistema de convección natural cuyo absorbedor está elaborado a partir de un largo serpentín (que es el absorbedor más intuitivo). El problema es que estos largos serpentines poseen inherentemente altas restricciones al flujo hidráulico, lo cual interfiere negativamente en la recirculación termosifónica del fluido entre el absorbedor y el tanque de almacenamiento. Entonces se planteó como tratar de salvar esta situación, el camino fue estudiar integralmente todos los mecanismos que intervienen en el funcionamiento de un colector solar general. Para esto, se consideraron las interacciones entre las ecuaciones de ingeniería responsables de los fenómenos térmicos e hidráulicos. Y de este modo se elaboró un modelo completo: hidráulico térmico y solar (MTHS).

El MTHS está basado en esquemas numéricos explícitos que se pueden realizar fácilmente en una hoja de cálculo. En sus ecuaciones tiene en cuenta los parámetros característicos que definen la eficiencia de un colector (la eficiencia óptica a_o , y el coeficiente de pérdida global de calor a_l). Además contempla los parámetros geométricos constructivos de un colector, como ser longitud y diámetro del absorbedor, y área de colección; además de las variables de ubicación como el ángulo de elevación acimutal " β " del absorbedor, y la altura o desnivel del tanque " Δh ". El MTHS es una poderosa herramienta que permite simular el comportamiento de un dado colector en distintas condiciones climáticas y además permite entender el acoplamiento interno entre los parámetros de diseño del colector.

Análisis conceptual de la convección natural en colectores solares

Los colectores solares planos han seguido el mismo diseño conceptual desde sus inicios. Formulaciones matemáticas muy detalladas de la dinámica de los colectores planos pueden encontrarse en (Aranovitch, 1981; Nayak and Amer, 2000; Carbonell et al, 2013). El diseño más básico del colector plano es el denominado "colector tipo rejilla" (ver figura 1). Se compone de una placa negra absorbidora, conformada a partir de un conjunto de muchos tubos dispuestos en paralelo para minimizar las pérdidas hidráulicas y así fomentar el movimiento del agua accionado por convección natural hacia el tanque. Esta recirculación del agua se genera a través de las diferencias de presiones que se establecen por el cambio de densidades entre el agua fría y caliente, y es tan pequeña que apenas puede bombear un pequeño flujo de agua. Por ejemplo, para un tanque ubicado un metro por encima del colector, y considerando una diferencia de temperaturas de 30°C, se genera una fuerza de flotación que provoca una diferencia de presión termosifónica de sólo un centímetro de columna de agua.

Por otro lado, la idea intuitiva de elaborar un absorbedor en forma de serpentín que muchas veces proponen aficionados en el tema, si bien es muy atractiva por simplicidad y costos, haría en principio imposible la convección natural, debido su más alta restricción hidráulica. Por ejemplo, un absorbedor basado en una manguera 100 metros tiene restricción hidráulica 10.000 veces más grande que un centenar de tubos paralelos de 1 metro de longitud.

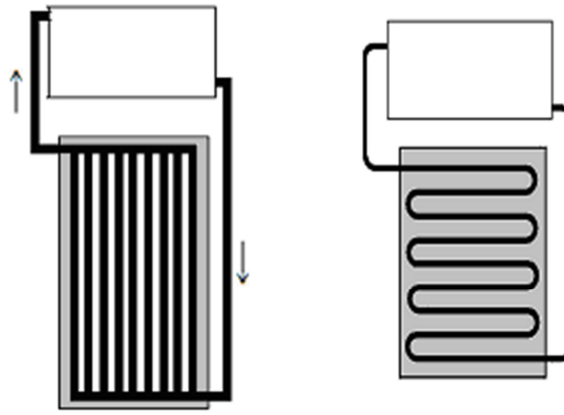


Figura 1. Esquema de colector tipo rejilla y de tipo serpentín.

No obstante las restricciones hidráulicas intrínsecas de la configuración de absorbedor en forma de serpentín, estos no deben ser desechados, ya que si se optimizan sus parámetros constructivos (diámetro y longitud de la manguera, altura del tanque) pueden trabajar adecuadamente al modo de convección natural. Para lograr esta optimización puede ser utilizado el modelo (MTHS) que proponemos en este trabajo.

MODELO TERMO-HIDRAULICO SOLAR

Este modelo está compuesto por las ecuaciones básicas que gobiernan los fenómenos hidrodinámicos y térmicos de un colector solar. Sólo se requiere programar las ecuaciones, como así todas las variables de temperaturas, flujos de masa y de eficiencia del colector, sus valores están determinados por la iteración dos condiciones de cierre. De esta manera, la programación y las tareas de cálculo son procesos muy intuitivos, y las condiciones de cierre se pueden realizar fácilmente mediante una hoja de cálculo.

Modelo Hidráulico

El flujo de recirculación en un colector, es determinado por el balance entre la presión de flotabilidad (Δp_b) y la caída total de presión por efecto de la fricción (Δp_f) a lo largo de la trayectoria del flujo, que es la primera condición de cierre (ec. 1). La caída total de presión por fricción es la suma de las pérdidas concentradas y distribuidas y están relacionados con la velocidad media de flujo (V), la longitud (L) y el diámetro (D) de la manguera, y los coeficientes concentrados (K_c) y de fricción (f) mediante la ec. 2 (White, Fluid Mechanics, 2006). Aquí, se utiliza una densidad media (ρ_0) fija (a igual que todas las propiedades físicas) y la conocida aproximación de Boussinesq (Aranovitch, 1981).

$$\Delta p_b = \Delta p_f \quad (1)$$

$$\Delta p_f = \frac{1}{2} \left(k_c + f \frac{L}{D} \right) \rho_0 V^2 \quad (2)$$

El coeficiente de fricción de Darcy "f" está relacionado con el número de Reynolds "Re" mediante la Ec.3. Usamos valores constantes de viscosidad dinámica ($\nu_0 = 0.0008 \text{Ns/m}^2$) y de densidad del agua a 30°C ($\rho_0 = 996 \text{Kg/m}^3$); Para flujo laminar ($Re < 3.000$) o turbulento ($Re > 3.000$) puede ser estimado mediante las ecuaciones 4a y 4b (White, Fluid Mechanics, 2006).

$$Re = V D \rho_0 / \nu_0 \quad (3)$$

$$f = 64 / Re \quad \text{si } Re < 3,000 \quad (4a)$$

$$f = 0,316 Re^{-1/4} \quad \text{si } Re > 3,000 \quad (4b)$$

El valor K_c está relacionado con la geometría de la restricción hidráulica. Por ejemplo considerando 100 metros de manguera montada en un techo de 10° de inclinación puede considerarse en total $K_c=30$, y ya que es mucho menor que el coeficiente ($K_f = f L/D$) en todos los casos, vamos a establecer este valor.

El flujo másico de recirculación (m') está relacionado con la velocidad media del flujo y la sección hidráulica de la manguera por la ec. 5.

$$m' = \rho_o V (\pi D^2/4) \quad (5)$$

Por lo tanto para una dada m , se puede calcular Δp_f por las ecuaciones (2-5). Por otro lado, el término de flotabilidad Δp_b es causado por la diferencia de densidades entre el agua fría (a temperatura T_c) y caliente (a temperatura Th), y por la altura media entre el colector y el nivel del tanque de agua (h), está dado por la ec.6.

$$\Delta p_b = [\rho(T)_c - \rho(T)h]\Delta hg \quad (6)$$

Donde la densidad del agua a la temperatura T está dada por la Ec.7

$$\rho[\text{kg/m}^3] = 1000 * [1 - (T+288.9414)/(508929.2 * (T+68.12963)) * (T-3.9863)^2], \quad T [^\circ\text{C}] \quad (7)$$

Por lo tanto el término flotabilidad Δp_b se puede calcular a partir de un par dado (T_c, Th), T_c es siempre igual a la temperatura de la masa de agua en el tanque (T_k), y se puede considerar como un parámetro dado para cada hora. El gradiente en el colector ($Th - T_c$), está relacionado con el balance de energía, y por lo tanto, este debe ser derivado del modelo térmico descrito en la siguiente sección.

Modelo Térmico

En el modelo térmico el flujo de masa m' , la temperatura del agua caliente T_h , y la eficiencia del colector se calculará para un dado par (I_n, T_k) iterando dos condiciones de cierre. Este proceso se repetirá hora por hora, calculando la trayectoria aparente del sol para proporcionar el flujo normal instantáneo " I_n " [W / m^2], con el fin de determinar la evolución de T_k a lo largo del día por balance de energía en el agua del tanque.

La eficiencia térmica (μ) para cualquier colector solar se puede describir como:

$$\mu = a_0 - a_1 (T_m - T_a) / I_n \quad (8)$$

donde a_0 es la "eficiencia óptica" obtenido para la condición en que no existen pérdidas térmicas, T_m es la temperatura media del colector (ec. 9), T_a es la temperatura ambiente externa, a_1 [$\text{W} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$] es el coeficiente de pérdidas de calor.

$$T_m = (T_h + T_c)/2 \quad (9)$$

Por lo tanto, para un par dado de condiciones climáticas (I_n , T_a), la eficiencia es una función de T_m , que a su vez está relacionado con T_h para un determinado $T_c=T_k$. Por otro lado, el gradiente de temperaturas del colector ($T_h - T_c$) se relaciona con el balance de energía del colector (ec. 10).

$$I_n S_n \mu = m' c_{p0} (T_h - T_c) \quad (10)$$

S_n es la superficie solar normal proyectada por los rayos del sol respecto al colector (siendo por ahora $S_n=DL$), y c_{p0} la calor específico del agua.

La energía neta absorbida es equilibrada por la energía transferida al circuito de enfriamiento, que es función del flujo de masa y (de nuevo) del gradiente del colector. Esta lógica describe el acoplamiento entre ecuaciones de momento y energía. Sin embargo, al trabajar en un esquema numérico explícito ambas ecuaciones pueden resolverse fácilmente mediante el uso de dos condiciones de cierre. Así, para un determinado conjunto de parámetros de colector (D , L , Δh , a_0 , a_1) y las condiciones climáticas (T_a , $T_k=T_c$, I_n), se comienza eligiendo un par de valores (m' , μ). Un Δp_f inicial se calcula pasando por la ec. (2-5) y luego una inicial T_h se calcula a partir de la Ec.10. Por lo tanto, el término inicial de flotabilidad Δp_b se calcula a partir de las ec. (6-7), y se itera m' hasta que la primera condición de cierre (ec. 1) es alcanzada. Después de eso, un nuevo μ se calcula a partir las ec. (8-9) y este es sustituido en el valor anterior (relacionado con la ec. 10), creando un proceso iterativo secundario hasta que ambas eficiencias son iguales. Todo el proceso termina cuando se alcanzan simultáneamente ambas condiciones de cierre.

Modelo Solar

Para un cilindro cuya generatriz tiene una orientación norte-sur, la superficie normal proyectada S_n es independiente del ángulo solar azimutal (ψ) y sólo está relacionado con el ángulo de altitud solar (α) y la inclinación del techo ángulo (β), por la ec. 11. Aquí, para cualquier hora (t) de un día dado (d), la altitud solar en una determinada latitud (α) que tiene un ángulo de declinación δ se puede calcular mediante las ec. (12-18):

$$S_n = D L \sin(\alpha + \beta) \text{ si } \alpha > 0 \text{ (día), ó } S_n = 0 \text{ si } \alpha < 0 \text{ (noche)} \quad (11)$$

$$\delta = 23.45 \sin(360(d-81)/365) \text{ para } d = 1, 2, \dots, 365 \quad (12)$$

$$\psi = 360^\circ t/24h - 180^\circ \text{ para } 0 < t < 24h \quad (13)$$

$$C_1 = \sin(\alpha) \sin(\delta) \quad (14)$$

$$C_2 = \cos(\alpha) \cos(\delta) \quad (15)$$

$$S_1 = C_1 + C_2 \cos(\psi) \quad (16)$$

$$S_2 = \sqrt{1 - C_1^2} \quad (17)$$

$$\alpha = \arctan(S_1/S_2) \quad (18)$$

A partir de aquí y con el valor instantáneo de S_n (Ec. 11), la ec. 10 se puede re escribir como:

$$I S_n \mu = m' c_p (T_h - T_c) \quad (19)$$

Donde I es la irradiancia solar total (no sólo su componente normal) asumido como constante a lo largo del día. Este supuesto es muy bueno en días diáfanos, y no así en días nublados. Sin embargo, esto nos ayuda a estimar los valores de I a partir de datos promedio estadísticos de irradiancia total diaria G en una superficie al nivel del suelo, que son comúnmente disponibles para los mapas solares.

Este supuesto es razonable para los fines previstos aquí, que es definir una curva promedio realista de la radiación solar a lo largo del día.

Desde aquí, el balance de energía en el tanque de agua (asumido como idealmente aislado) nos permiten calcular la evolución de su temperatura a lo largo del día a partir de una condición inicial (por ej, $T_k(0) = T_a$), de acuerdo con:

$$M_k c_p \frac{T_{k,n+1} - T_{k,n}}{\Delta t} \approx M_k c_p \frac{dT_k}{dt} = m' c_p (T_h - T_c) = I S_n \mu \quad (20)$$

Donde M_k es la masa de agua almacenada en el tanque, y la tasa de cambio de la temperatura se aproxima numéricamente usando un gran paso de tiempo (~ 1 hora), esto nos proporciona buenos resultados para estudios de sensibilidad. Siguiendo este esquema numérico explícito, la temperatura del tanque en el paso " $n + 1$ " ($T_{k,n+1}$) se calcula a partir de su valor conocido ($T_{k,n}$) en el paso " n ", y dos magnitudes (I , S_n), conocidas en el presente paso (" $n + 1$ "). Para ser más realista se utiliza una evolución diaria de temperatura ambiente T_a definida por una función coseno con su valor medio ($T_{a,m}$), y una cierta variación (ΔT_a), que tiene un pico a 15:00, dada por:

$$T_a(t) = T_{a,m} + \Delta T_a \cos\left(\frac{\pi(t-15)}{12}\right) \quad (21)$$

Las ecuaciones (1-21) comprenden el modelo termo hidráulico solar (MTHS) que se ha desarrollado con el fin poder ensayar colectores solares en variadas condiciones. El MTHS es muy útil para realizar análisis de sensibilidad de muchos parámetros, tales como: de dimensionamiento: L , D , M_k ; de posicionamiento: β , Δh ; de clima: I , T_a , latitud, fecha; y de calidad de colector solar: parámetros a_0 y a_1 .

CONCLUSIONES

Presentamos un modelo termo hidráulico solar (MTHS) para diseñar, y /o simular sistemas de calentamiento de agua por energía solar, en particular, los colectores que trabajan por convección natural.

El MTHS considera todas las ecuaciones que vinculan los procesos y variables que intervienen en la operación de un colector solar. Permite entre otras cosas conocer como deben conjugarse todos estos factores de manera de lograrse el establecimiento de la convección natural, necesaria para movilizar al fluido desde el absorbedor al tanque de almacenamiento

El modelo considera las variables fundamentales como los de dimensionamiento: longitud y diámetro de tuberías, masa de agua a calentar; de posicionamiento: ángulo de elevación y altura del colector; de clima: radiación, latitud, temperatura ambiente, fecha; de calidad de colector: coeficiente de pérdidas global y rendimiento óptico del mismo.

El MTHS es una poderosa herramienta que ayuda a diseñar un dado colector solar con el fin de que se desempeñe eficazmente en una dada condición climática. O eventualmente simular cualquier colector conocido en cualquier emplazamiento.

En particular este modelo nos ha servido para poder diseñar un colector de muy bajo costo basado en un largo serpentín de manguera absorbidora que pueda trabajar, asociado a un tanque de acumulación, bajo el régimen de convección natural. Como se sabe alcanzar este régimen con estos tipos de

absorbedores es muy difícil, debido a las altas restricciones hidráulicas asociadas, pero con la aplicación del MTHS se pudieron establecer las características de diseño a cumplir para lograrlo.

REFERENCIAS

- Aranovitch E.. Heat transfer processes in solar collectors. *Energy and Buildings* Vol.3, 31-47, 1981.
- Carbonell D., Cadafalch J., Consul R.. Dynamic modelling of flat plate solar collectors. Analysis and validation under thermosyphon conditions. *Solar Energy*, 89 (3), 100-112, 2013.
- Juanicó L. And Di Lalla N. A New Low-Cost Plastic Solar Collector. *ISRN Renewable Energy* vol. 2013, doi:10.1155/2013/102947. Hindawi Publish. 2013.
- Juanicó L. and. Di Lalla N. The vertical-tube solar collector: a low-cost design suitable for temperate high-latitude locations. *Journal of Solar Energy*, Hindawi Publ., 2014, vol. 2014, Article ID 807989, 2014. doi:10.1155/2014/807989.
- Juanicó L. and Di Lalla N. Optimization of the hose-based low-cost solar collectors. *Journal of Renewable Energy and Biofuels*, 13 pages, vol. 2014 (2014), doi: 10.5171/2014.344621.
- Juanicó L and Di Lalla, N. THE PULSED-FLOW DESIGN: A NEW LOW-COST SOLAR COLLECTOR. *Renewable Energy*, Vol 87 part 1 (2016) 422-429.
- Nayak J.K and Amer E.H.. Experimental and theoretical evaluation of dynamic test procedures for solar flat-plate collectors. *Solar Energy*, vol. 69 (5), 2000, 377-401.
- White F.. *Fluid Mechanics*, 6th ed., McGraw-Hill, New York, 2006.

ABSTRACT

We present the development of a thermal-hydraulic-solar model (MTHS) for design and numerical simulation of solar thermal collectors. The MTHS is a powerful tool that, not only simulates the above, but also allows to extrapolate collector behavior for different weather patterns for any day of the year, at any latitude of the country, thus allowing maximize the efficiency of the collector in each particular case. The model takes into account in its equations the characteristic parameters of a collector, such as: optical efficiency and the overall heat loss coefficient, what defined efficiency collector. The model also includes the geometrical parameters of a collector, such as length and diameter of the absorber (values that determine the pressure drop of hydrodynamic circuit), it also uses the positioning data such as azimuth angle of the absorber, and the height of tank (values of which depends heavily the buoyant force needed to establish the natural convection in the collector).

Key words: Solar Hot Water, Plastic Solar Collectors, Low Cost Solar Collectors, Buoyant Force.